



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



**Rapport**

**R26:1990**

# **Uteluftvärmepump med vindkonvektorer i Göteborg**

**Utvärdering**

**Stefan Aronsson  
Per-Erik Nilsson**

V-HUSETS BIBLIOTEK, LTH



15000

400135431

# **Byggforskningsrådet**

R26:1990

UTELUFTVÄRMEPUMP MED VINDKONVEKTORER I GÖTEBORG

Utvärdering

Stefan Aronsson  
Per-Erik Nilsson

Denna rapport hänförs sig till forskningsanslag  
821258-3 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Avdelningen för Installationsteknik, Chalmers  
Tekniska Högskola, Göteborg.

## REFERAT

Rapporten omfattar en energiteknisk uppföljning och en ekonomisk utvärdering av en värmepumpanläggning i ett mindre treplans flerbostadshus med 20 lägenheter byggt 1961-62 i Guldheden, kv. Höstfloxen, Göteborg.

Under mätåret 1984 var fastighetens totala värmeförbrukning 229 MWh (inklusive tappvarmvattenförbrukning). Av detta levererade värmepumparna 129 MWh, vilket motsvarar 56 % täckningsgrad. Elenergin som åtgick för värmepumpdriften, hjälpmaskineri inkluderat, var 59 MWh. Tillsammans ger dessa värden årsvärmefaktorn 2.18.

En teoretisk betraktelse av värmepumparnas drift och hur de idealt skulle kunna fungera, ger värmetäckningsgraden 66 % och årsvärmefaktorn 2.26. Skillnaden mellan uppmätta och beräknade värden beror på att den beräknade driften utgår ifrån 100 % tillgänglighet och inga start/stopp-förluster.

Med ovanstående som grund kan fastslås att värmepumpanläggningen driftmässigt fungerat i stort som planerat.

I Byggnadsnäringsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblegt papper.

R26:1990

ISBN 91-540-5182-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

**gotab** Stockholm 1990

# INNEHÅLL

|                                         |    |
|-----------------------------------------|----|
| 1 INLEDNING                             | 5  |
| 2 DIMENSIONERING OCH FÖRVÄNTAD FUNKTION | 7  |
| 2.1 Hela systemet                       | 7  |
| 2.2 Vindkonvektorer och köldbärarkrets  | 10 |
| 2.3 Värmepumparna                       | 12 |
| 3 MÄTDATA OCH VERKLIG FUNKTION          | 14 |
| 3.1 Mätutrustning                       | 14 |
| 3.2 Hela systemet                       | 14 |
| 3.3 Vindkonvektorer och köldbärarkrets  | 18 |
| 3.4 Värmepumparna                       | 19 |
| 4 EKONOMI                               | 21 |
| REFERENSER                              | 23 |

## FÖRORD

Denna utvärdering har utförts på avdelningen för Installationsteknik CTH. Mätningarna har utförts av Jan-Olof Dalenbäck och Kurt Edin på avdelningen. Projektet initierades och startades upp av Torbjörn Jilar som i ett tidigt skede var involverad även i utvärderingen. Fastighetsskötare Ture Nylander på Göteborgs Bostadsbolag har varit till stor hjälp genom kontinuerliga avläsningar och tillhörande dokumentation av mätvärden. Vidare riktas ett tack till personer som varit tillmötesgående under utvärderingen och då främst Thomas Hallen på Energiprojekt AB som även varit ansvarig för anläggningens projektering.

Göteborg i oktober 1989

Stefan Aronsson

Per-Erik Nilsson

## SAMMANFATTNING

Under mätåret 1984 var fastighetens totala värmeförbrukning 229 MWh (inklusive tappvarmvattenförbrukning). Av detta levererade värmepumparna 129 MWh, vilket motsvarar 56 % täckningsgrad. Elenergin som åtgick för värmepumpdriften, hjälpmaskineri inkluderat, var 59 MWh. Tillsammans ger dessa värden årsvärmefaktorn 2.18.

En teoretisk betraktelse av värmepumparnas drift och hur de idealt skulle kunnat fungera, ger värmetäckningsgraden 66 % och årsvärmefaktorn 2.26. Skillnaden mellan uppmätta och beräknade värden beror på att den beräknade driften utgår ifrån 100 % tillgänglighet och inga start/stopp-förluster.

Med ovanstående som grund kan fastslås att värmepumpanläggningen driftmässigt fungerat i stort som planerat.

Strax efter idrifttagandet flyttades vindkonvektorerna, beroende på att dessa från början satt placerade så att hyresgästerna stördes under avfrostningsperioder. Kostnaden för denna flyttning finns angiven i tabellen nedan. Efter flyttningen av konvektorerna har inga ytterligare klagomål framförts.

Totala kostnaden för värmepumpanläggningen fördelar sig enligt följande:

|                       | Pennyvärde (KSEK) |      |
|-----------------------|-------------------|------|
|                       | 1982              | 1985 |
| -Material+arbete      | 250               | 306  |
| -Flytt av konvektorer | 50                | 62   |
| -Mätutrustning        | 56                | 68   |
| Σ                     | 356               | 436  |

Elkostnad för mätåret var ca 17.7 KSEK och kostnaden för tillsatsolja ca 28 KSEK (båda i 1985 års pennyvärde). Oljebesparingen blev 1984 ca 15.1 m<sup>3</sup> (Eo1).





# 1 INLEDNING

Detta arbete består i en energiteknisk uppföljning och ekonomisk värdering av en värmepumpanläggning i ett äldre flerbostadshus i Guldheden, Göteborg. Arbetet har utförts på Avdelningen för Installationsteknik CTH. Ägare till huset är Göteborgs Stads Bostads AB som är en av de större fastighetsförvaltarna i Göteborg. Thomas Hallen på Energiprojekt AB har varit ansvarig för värmepumpentrepnaden, medan installationen utförts av personal knutna till bostadsbolaget. Förprojektering och utvärdering inklusive mätning är finansierade med bidrag från Byggforskningsrådet medan entreprenaden är finansierad med lån från samma instans.

Huset som är ett mindre treplans flerbostadshus med 20 lägenheter byggdes 1961-62. I förprojekteringen framhålls följande motiv för att fullfölja experimentanläggningen:

- Hustypen är vanligt förekommande.
- Lönsamheten är inte helt oacceptabel och kan sannolikt bli bättre.
- Anläggningstypen provas och då särskilt när det gäller de så kallade vindkonvektorerna.
- Husets storlek och den relativt måttliga totala anläggningskostnaden gör det lämpligt som pilotprojekt.
- Husets centrala läge gör det lämpligt som demonstrationsobjekt

Mätningarna består i dels kontinuerlig mätning med hjälp av integreringsverk och dels intensivmätning med datalogger. Integreringsverken som kontinuerligt registrerat värmemängd och elenergi har avlästs manuellt av både fastighetsskötare och personal från avdelningen. Värmemängder från oljepanna och värmepump till radiatorer respektive tappvarmvatten, har registrerats på integreringsverken. Dessutom har elförbrukning och gradtimmar för utetemperaturen registrerats. Förutom integreringsverken har även ett antal andra mätare lästs av, såsom start/stopp och tid mätare för fastställande av drifttid på pumpar och kompressorer och antalet starter av desamma. För att detaljstudera anläggningens funktion har intensivmätningar utförts periodvis med hjälp av datalogger som registrerar mätvärden kontinuerligt under timman och sammanställer det till timmedelvärden för temperaturer, energimängder och drifttider. Dessa timmedelvärden lagras kontinuerligt på en bandspelare för vidare befodran till mätdatabehandling på avdelningens äldre HP dator(HP9845).

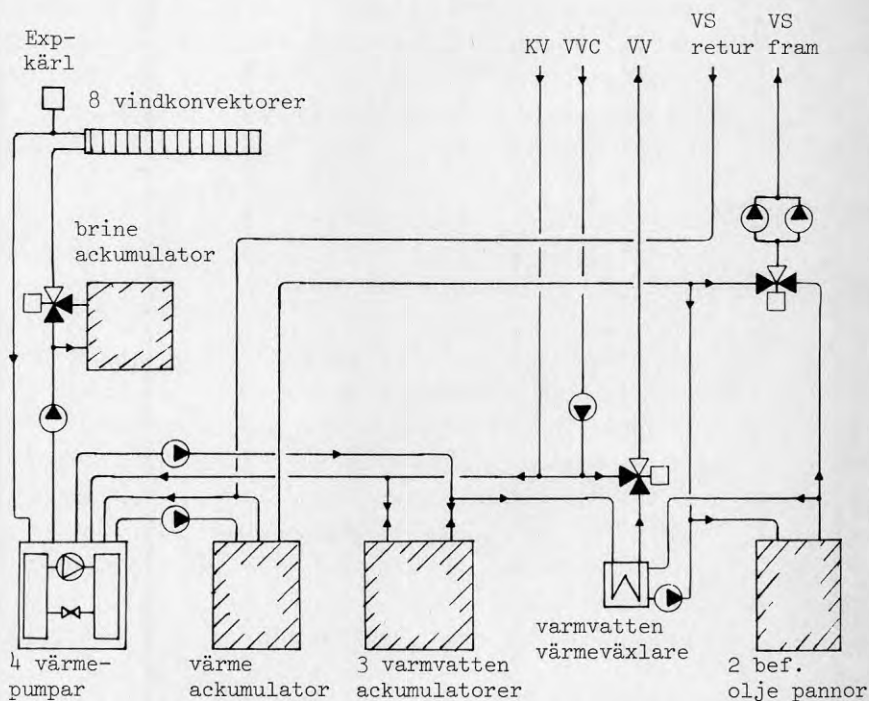
Anläggningen togs i drift i december 1982 varvid mätningarna startade. Under våren 1983 skedde en ombyggnad varpå värmepumparna stod stilla i en månads tid.

All mätdata presenterad i denna rapport hänför sig till mätåret januari 1984 tom december samma år. Mätdata för 1983 finns tillgängligt på avdelningen men ansågs vara mindre betydelsefullt för framställning i denna rapport, eftersom det året inte utgjorde ett fullständigt mätår.

## 2 DIMENSIONERING OCH FÖRVÄNTAD FUNKTION

### 2.1 Hela systemet

Huset som skall värmeförsörjas beräknades förbruka 180 MWh/år. Detta tillgodosågs tidigare av en av de två oljepannorna, medan den andra stod som reservpanna.



**Fig 2.1** Principschema över anläggningen.

Projektören har eftersträvat att på ett så enkelt sätt som möjligt utnyttja konventionella värme- och kyltekniska komponenter. Detta har tillgodosetts genom att konventionella villavärmepumpar av modell Parca Matic har installerats. Värmeupptagarna som tar upp värmeenergin från uteluften består av vindkonvektorer, som i det här fallet är konventionella kylbatterier normalt avsedda att användas i kylrum. Mellan vindkonvektorer och värmepumpar cirkuleras en köldbärarlösning bestående av kalciumklorid och

vatten. På denna krets finns en avfrostningstank som värms till 80 °C med elpatron för avfrostning av vindkonvektorerna under vinterhalvåret.

I värmepumpens kondensor finns separata kretsar för tappvarmvatten och värmevatten. Till dessa respektive kretsar är ackumulatorer kopplade. Värmekretsen är ansluten till en ackumulator på 300 liter och tappvarmvattnet lagras i tre stycken seriekopplade ackumulatorer med en sammanlagd volym av 900 liter.

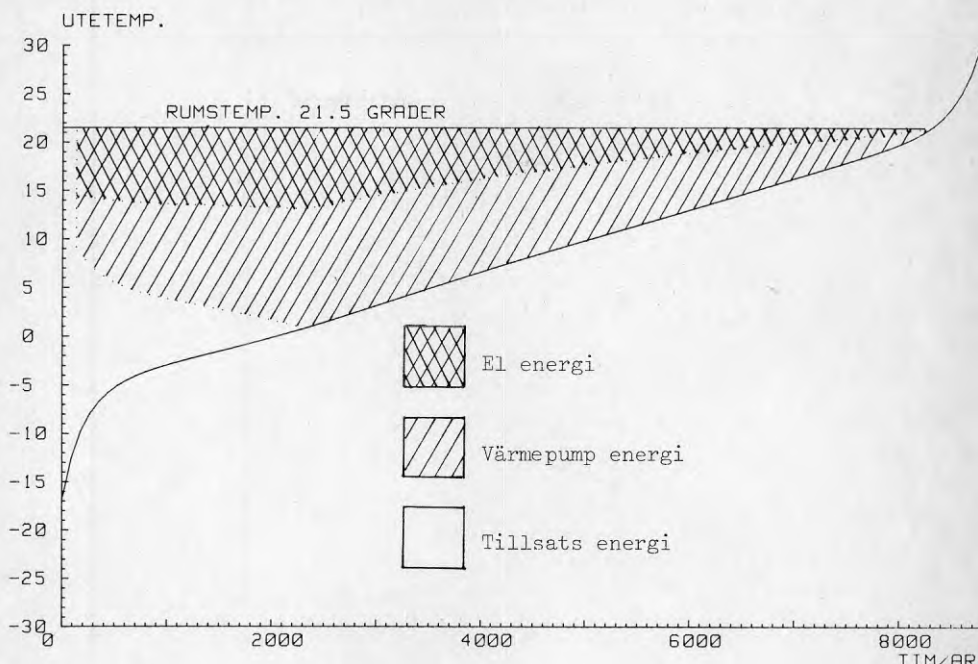
Tappvarmvattenförsörjningen är säkerställd genom att allt kallvatten för beredning går genom värmepumpens kondensor och ackumulatorer för att sedan passera oljepannans varmvattenväxlare där det eftervärms vid behov. Efter detta kan kallvatten blandas in för att säkerställa att inte alltför varmt vatten når förbrukarna.

Värmesystemet har en liknande koppling då returvattnet alltid leds via värmeackumulatoren och vidare antingen direkt ut på framledningen eller för ytterligare värmning i oljepannan.

Värmepumparna startas alltid upp i sekvens, med tidsförskjutning mellan aggregaten, för att minimera störningen på elnätet. Då endast tappvarmvattenbehov föreligger regleras värmepumparna från en termostat på en av tappvarmvattenackumulatorena. Temperaturen till ackumulatorerna styrs av självverkande ventiler, vilka sitter på varje värmepump och är inställda på 50 °C. Då värmebehov föreligger styrs start/stopp av framledningskurvan så att start sker då framledningstemperaturen underskrider kurvan med 2-3 °C och stopp då temperaturen kommit upp 2-3 °C över kurvan. Vid denna drift leds allt radiatorvatten genom värmepumparna, ackumulatorerna och direkt ut till huset. Shuntventilen för radiatorvatten är då stängd mot pannan.

När utetemperaturen sjunkit till mellan +5 och +10 °C så räcker värmepumparnas effekt inte till utan hjälp av pannan behövs. Då behov av extra effekt indikerats i minst 3 timmar så startar pannan och arbetar ända tills extra effektbehov inte varit aktuellt under 15 minuter. Då pannan är i drift startar cirkulationspumpen mellan panna och tappvarmvattenväxlare för att tillfredsställa temperaturkravet på tappvarmvattnet. Allt returvatten från radiatorkretsen passerar värmeackumulatoren. Temperaturen i framledningen regleras med shuntventilen, som vid behov låter en del av flödet värmas i pannan.

Då utetemperaturen är lägre än  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  stoppas värmepumparna och pannan tar över hela husets effektbehov.

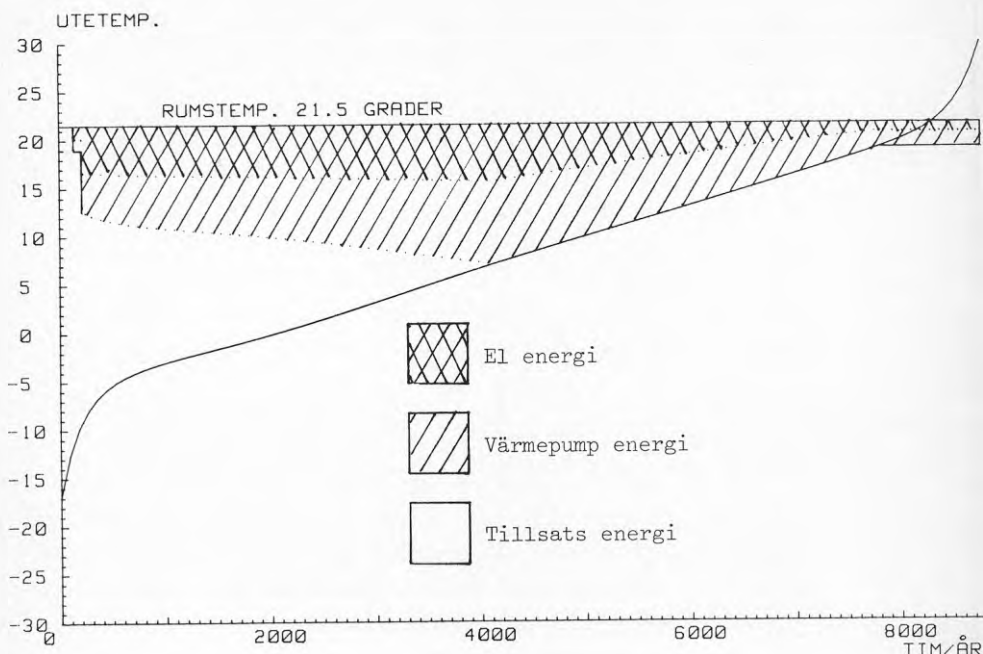


**Fig 2.2** Varaktighetsdiagram med värmepump inlagd, förbrukning och värmepumpdata enligt ref(1).

I förprojekteringen (ref (1)) kom man fram till en årlig energiförbrukning på 180 MWh, utgående ifrån uppmätt oljeförbrukning och en antagen verkningsgrad på pannan. I figur 2.2 visas varaktighetskurvan med värmepumpar inlagda. Värmepumparna dimensionerades för en kondensoreffekt på 29,4 kW vid  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ute. Den skulle därmed klara husets hela effektbehov ned till en utetemperatur av ungefär  $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Värmeproduktionen skulle uppgå till 153 MWh/år vilket motsvarar 85 % täckningsgrad medan värmefaktorn skulle bli 2,45. Detta motsvarar normal dimensionering av villasystem med bivalent drift av uteluftvärmepump och tex oljepanna.

Den verkligt installerade värmepumpeffekten valdes dock lägre än den i förprojekteringen nämnda. Den teoretiska beräkningen av tillskottet från värmepumparna är grafiskt beskriven i figur 2.3, där den totala ytan under lastkurvan motsvarar en energimängd av 229 MWh (se kapitel 3.2). I figuren visas vad de valda värmepumparna teoretiskt borde kunna prestera under

värmepumparna teoretiskt borde kunna prestera under mätåret 1984. Värmepumparna som vid 0 °C ute har kondensoreffekten 21,6 kW, skulle producera 150 MWh över året och förbruka 63,1 MWh elenergi inklusive cirkulationspumpar. Antar man att erforderlig energi till avfrostning av vindkonvektorer utgör 5 % av totala elförbrukningen, fås årsvärmefaktorn 2,26.

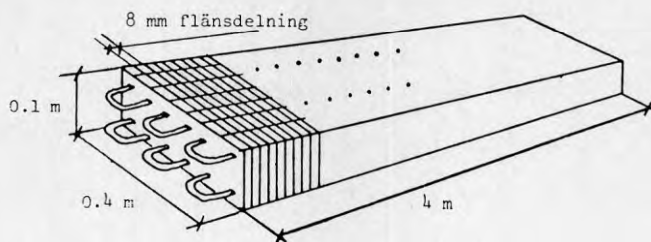


**Fig 2.3** Varaktighetsdiagram med värmepumpar inlagda, förbrukning enligt mätning 1984 och värmepumpdata för installerade aggregat.

## 2.2 Vindkonvektorer och köldbärarkrets

På värmepumparnas förångarsida cirkuleras en köldbärarlösning bestående av 25 % kalciumklorid och 75% vatten, vilket ger den en fryspunkt på ungefär -30 °C. Köldbäraren pumpas genom 8 parallellkopplade vindkonvektorer vilka består av konventionella kylbatterier. Då fläktar inte används räknar man med både energi och bullerfördelar jämfört med de fläktförsedda förångarbatterier som vanligen används för värmepumpar med uteluft som värmekälla.



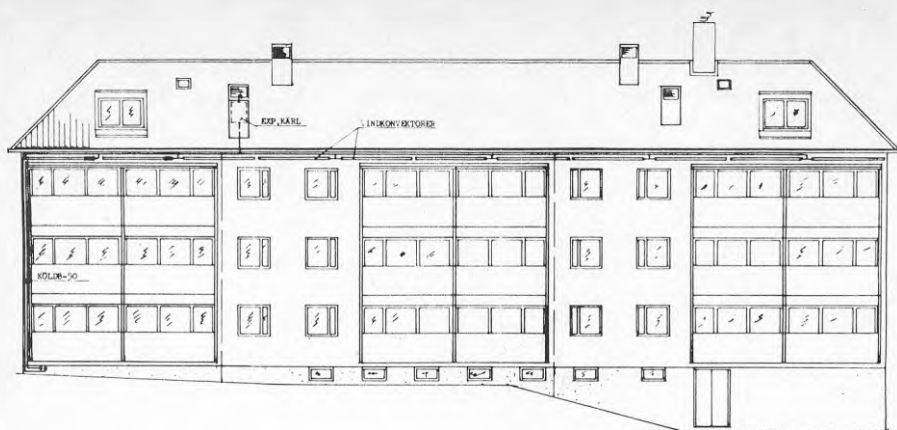


**Fig 2.4** Vindkonvektorns uppbyggnad.

I figur 2.4 ses vindkonvektorns uppbyggnad med flänsdelningen 8 mm, vilket ger en total luftberörd area av  $40 \text{ m}^2$  per batteri. Vid projekteringen uppskattades vindkonvektorns totala värmegenomgångskoefficient (U-värdet) till mellan  $8$  och  $10 \text{ W/m}^2\text{K}$  för aktuell geometri och måttlig vindhastighet.

Om utetemperaturen ligger under  $+5 \text{ }^\circ\text{C}$  kommer frostpåslag att ske på konvektorn, vilket leder till att någon form av avfrostning blir nödvändig. Det finns då ett antal olika metoder att välja mellan för att åstadkomma detta. Den metod som valts här är cirkulation av eluppvärmd köldbärare. Avfrostningsförloppet startas upp då köldbärartemperaturen underskrider ca  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  och en tidsräknare startar. Då tidsräknaren kommit upp till 24 timmar så värms avfrostningstanken, på 250 l, upp till  $80 \text{ }^\circ\text{C}$  med hjälp av en elpatron. Därefter växlar köldbärarkretsens trevägsventil så att allt flöde går genom tanken och het köldbärare går ut till konvektorerna. Denna chockavfrostning pågår under ungefär 15 minuter varefter konvektorerna blivit helt isfria. Energiåtgången för avfrostning är överslagsmässigt beräknad till 5 % av värmepumparnas elförbrukning.

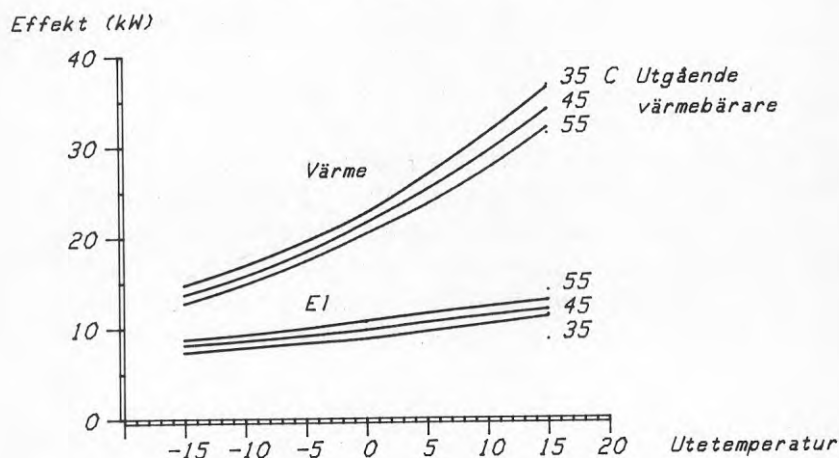
Enligt den ursprungliga projekteringen valdes en placering av vindkonvektorerna på husets ena långsida mot väster enligt figur 2.5. Detta läge var fördelaktigt eftersom placeringen dels medförde att det fanns gott om utrymme för konvektorerna, dels att konvektorerna var utsatta för vind under stor del av året. Senare visade sig denna placering vara olyckligt vald varför konvektorerna flyttades till norrgaveln efter en tids drift (se kap 3.3).



**Fig 2.5** Husets västerfasad med vindkonvektorer.

## 2.3 Värmepumparna

Värmepumparna består av 4 enheter, modell Parca Matic tillverkade av Parca Norrahammar, med maskindata enligt figur 2.6.



**Fig 2.6** Maskindata för samtliga värmepumpenheter. I eleffekten är inkluderat hjälpmaskineri såsom cirkulationspumpar och reglercentral.

Värmepumpdata enligt denna figur ligger inlagt i den tidigare visade varaktighetskurvan, figur 2.3.



Ur figur 2.3 fås att värmepumparna bör producera 150 MWh värme dvs 66 % av värmelasten vid en värmefaktor av ca 2,26. Detta förutsätter att värmepumpdriften inte begränsas av att radiatorsystemets temperaturer blir högre än vad köldmediet R502 klarar.

Regleringen av värmepumparna går till så att de fyra aggregaten startas upp i sekvens för att minska transienter på elnätet. Kompressor 1 och 2 startar med några sekunders mellanrum medan det tar 15 minuter till 3an och 4an startar, om behov föreligger. Startordningen omkastas vid varje starttillfälle för att erhålla en jämn förslitning på maskinerna. Detta uppstartningsförlopp sker oberoende av om det är värme eller varmvattenbehov som föreligger.

-3-

### 3 MÄTDATA OCH VERKLIG FUNKTION

#### 3.1 Mätutrustning

De temperaturgivare som används är Pt-100 givare. Givarna, som är parvis kalibrerade, har en bättre noggrannhet inom paret än 0.05 °C, med ett medianvärde av 0.02 °C (vid korrekt applicering). De använda hetvattenmätarnas noggrannhet är vid minflöde 5% och vid gränslöde 2%.

För de använda integreringsverken gäller en upplösning vid temperaturmätningen av 0.02 °C. Felet hos integreringsverken anses försumbart i jämförelse med övriga fels inverkan.

#### 3.2 Hela systemet

Uteluftvärmepumpen i Guldheden togs i drift i december 1982 och gick relativt bra under det kommande året, 1983. Det var dock nödvändigt att flytta vindkonvektorerna pga avfrostningsproblem (se kapitel 3.3). Även byte av köldbärarpump pga korrosionsproblem gjordes under detta år. Med anledning av dessa driftstopp väljs 1984 som mätår i denna redovisning. Mätningarna pågick dock under hela tiden jan 83 - dec 84. Under det valda mätåret fungerade anläggningen bra utan några större avbrott. Dock utfördes vissa underhållsåtgärder i form av byte av köldbärarpump, men detta inverkade inte menligt på driftresultatet.

Under de efterföljande åren 1985 och 86 åtgärdades ytterligare några driftstörningar, vilka redovisas översiktligt nedan:

- Tre vindkonvektorer har bytts ut då de började läcka saltlösning. Den troligaste orsaken till detta är korrosion i och kring lödställena.

- En kompressor skar ihop och fick bytas. Den primära orsaken till detta var en felaktig pressostat vilken tillät täta till- och frånslag av kompressorn under lång tid, varvid smörjningen av maskinen blev otillräcklig.

- Ytterligare ett byte av köldbärarpump utfördes. Denna gång slutade man med de våta pumparna och installerade en torr pump istället. Denna pump har sedan gått problemfritt.

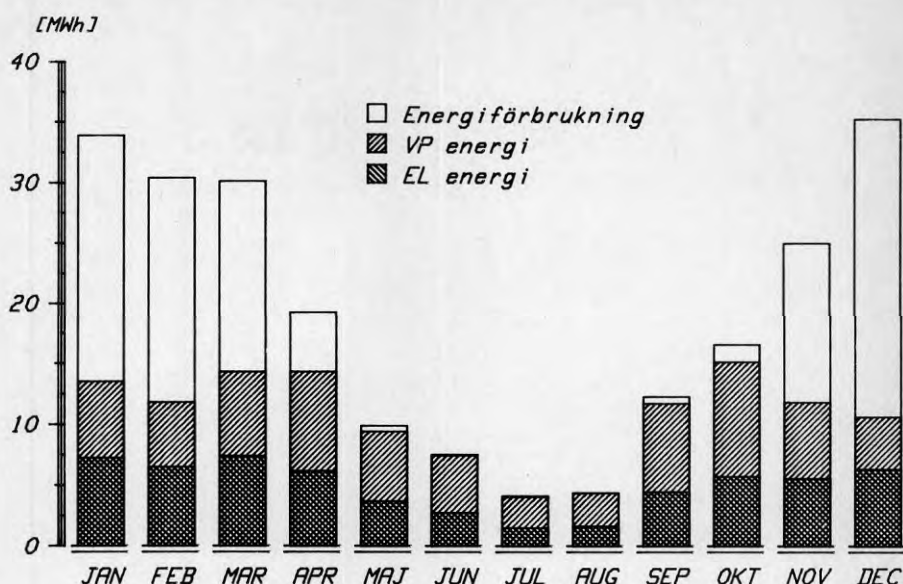
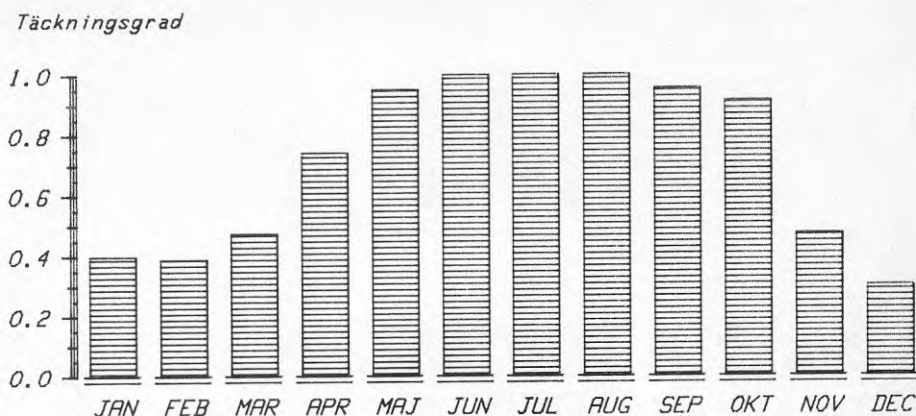


Fig 3.1 Värmebalans för 1984.

I figur 3.1 redovisas värmebalansen för mätåret vilken bygger på månatliga avläsningar av integreringsverk för värmemängd och elenergi. Husets totala förbrukning är här beräknad till 229 MWh och värmepumpens värmeproduktion är uppmätt till 129 MWh, vilket tillsammans motsvarar 56 % täckningsgrad. Vidare uppgår elenergin till 59,0 MWh och ger då värmefaktorn 2,18, i vilken allt hjälpmaskineri är inkluderat.

Den uppmätta årsvärmefaktorn, 2,18, kan nu sättas i relation till den teoretiskt beräknade i kap 2.1 som uppgår till 2,26, vilket visar på relativt god överensstämmelse.

Husets totala förbrukning som här redovisas har delvis beräknats då mätningarna inte omfattade förluster från varmvattencirkulation eller ackumulatorer. Den uppmätta förbrukningen är 219 MWh till vilken adderats beräknade förluster av 10 MWh. Förlusterna är dels framtagna ur mätvärden för sommaren då inget värmebehov förelåg, dels beräknade med kännedom om isoleringstjocklek och temperaturnivå.

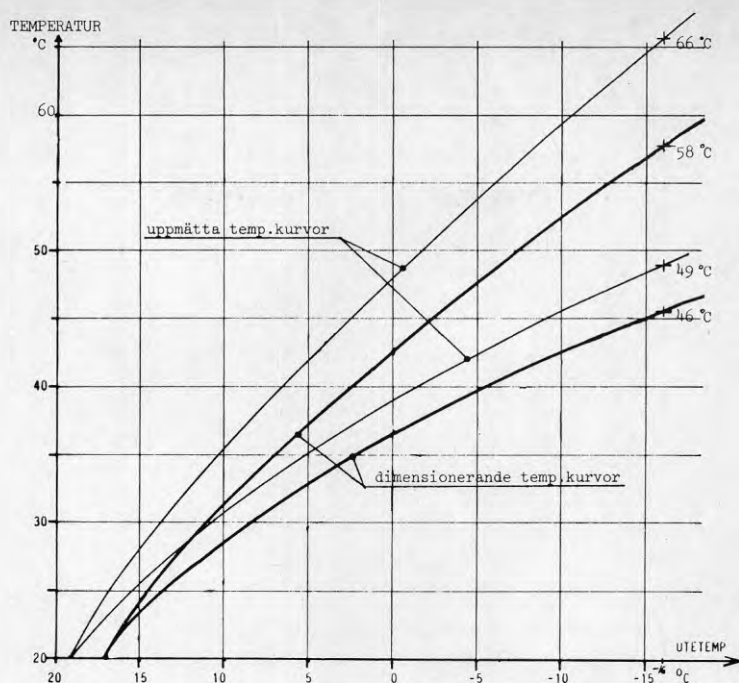


**Fig 3.2** Energitäckningen.

I figur 3.2 framgår värmepumpens produktionsandel tydligare då denna redovisas månadsvis som funktion av det totala värmebehovet. Som synes uppvisar värmepumpendriften ett årsresultat utan några allvarigare driftstörningar.

Den uppmätta energitäckningen, 56%, är något lägre än den i kapitel 2.3 beräknade på 66%. Förklaringen till detta är att det beräknade värdet dels gäller för ideal drift (utan t ex start/stopp-förluster och med 100% drifttillgänglighet), dels att onoggrannheten i värmemängdsmätningar kan uppgå till 6 a 7% vid små temperaturdifferenser (se kapitel 3.1).

Radiatorsystemet som är detsamma sedan huset byggdes i början av 60-talet är ett så kallat 80/60 system. Dessa gamla värmesystem är nästan uteslutande kraftigt överdimensionerade vilket leder till att både fram och returtemperaturen ligger på en lägre nivå än den ursprungligen projekterade. Vid värmepumpprojekteringen gjordes en enklare mätning för att fastställa radiatorsystemets dimensionerande fram- respektive returtemperatur. Denna mätning ledde fram till kurvorna märkta "dimensionerande" i figur 3.3, vilka ger temperaturerna 58/46 °C vid -16 °C ute. Mätningar under utvärderingsperioden visar dock att radiatorerna kräver en något högre temperatur, 66/49, °C vilket leder till att värmepumpens kondensoreffekt i genomsnitt minskar något jämfört med projekterade data, pga en genomsnittligt högre kondenseringstemperatur.



**Fig 3.3** Radiatorsystemets framledningstemperaturer, uppmätta och beräknade.

Tappvarmvattenförbrukningen varierar kraftigt över året; förhållandet mellan max och min månadsförbrukning uppgår till 3. Den totala förbrukningen är 40,5 MWh, eller per lägenhet 2 MWh/år, vilket tyder på att antalet barnfamiljer är lågt i huset. För att kunna leverera tappvarmvattnet åtgår ytterligare energi till att täcka förluster i ackumulatorer och varmvattencirkulation (VVC). Ackumulator och rörförluster i apparatrummet uppskattas till 3 MWh/år och VVC-förluster till 5,7 MWh/år. Det totala energibehovet för tappvarmvattenberedningen blir då 49,2 MWh, varav 18 % är förluster. Av denna energimängd täckte värmepumpen 74 %.

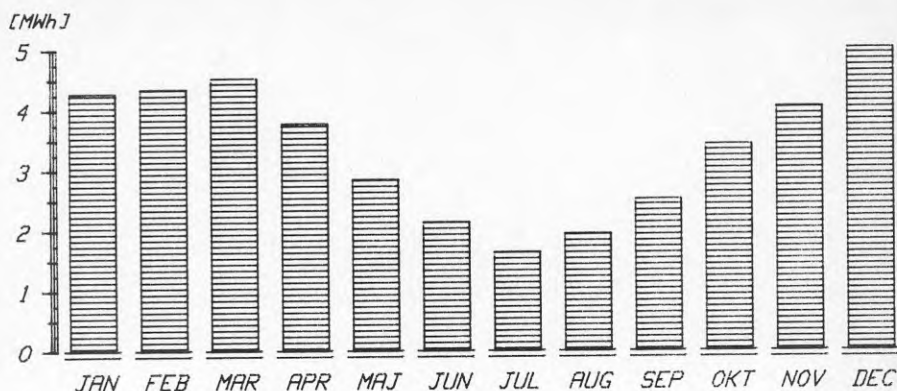


Fig 3.4 Tappvarmvattenförbrukningen månadsvis.

### 3.3 Vindkonvektorer och köldbärarkrets

Som nämnts tidigare monterades vindkonvektorerna på husets västerfasad. Ett problem man inte hade räknat med var issörjan som bildas vid avfrostning. Vid denna installation kom issörjan att falla tätt utefter väggen, varvid den slog i fönsterblecken på väg mot marken. Då avfrostningen till en början var behovstyrd inföll denna under olika tider på dygnet-även nattetid. Av detta uppstod ett visst obehag för hyresgästerna då de nattetid väcktes av att det hamrade på fönsterblecken. Lösningen var att flytta konvektorerna och ändra avfrostningens styrning.

Under våren 1983 flyttades vindkonvektorerna till husets norra gavel där de monterades ovanför varandra i brist på ledig väggyta. Detta var ett sämre läge då de inte längre utsattes för vind i samma utsträckning som tidigare och dessutom var helt skuggade för solen. Det nya läget valdes dock pga att ombyggnaden blev enkel och kunde utföras till en rimlig kostnad.

Avfrostningens styrning ändrades så att de tidigare obehagen inte skulle upprepas. Det ordnades med ett tidur som endast tillåter avfrostning klockan 12 mitt på dagen.

En intressant storhet att bestämma är vindkonvektorns värmegenomgångskoefficient (U-värdet). Mätningarna visade att U-värdet varierade mellan 1 och 9 W/m<sup>2</sup>,K.



De lägsta värdena erhöles då konvektorerna var kraftigt påfrostade, medan de högsta värdena erhöles dagar utan påfrostning men med relativt kraftig vindpåverkan.

### 3.4 Värmepumparna

I figur 3.5 visas värmepumparnas månadsvisa medeleffekt, framtagen som kvoten mellan energin från kondensorn och drifttiden. Effekten varierar mellan 15,6 och 34,5 kW per månad vilket kan jämföras med tillverkardata som vid utetemperaturer på mellan -0,6 och +18 °C ger en kondensoreffekt på mellan 21,3 och 37,6 kW, vid korresponderande utetemperaturer. Skillnaden mellan värdena (ca 6 kW) beror dels på start/stopp förluster vid intermittent drift, dels på noggrannheten i mätningarna (se kapitel 3.1).

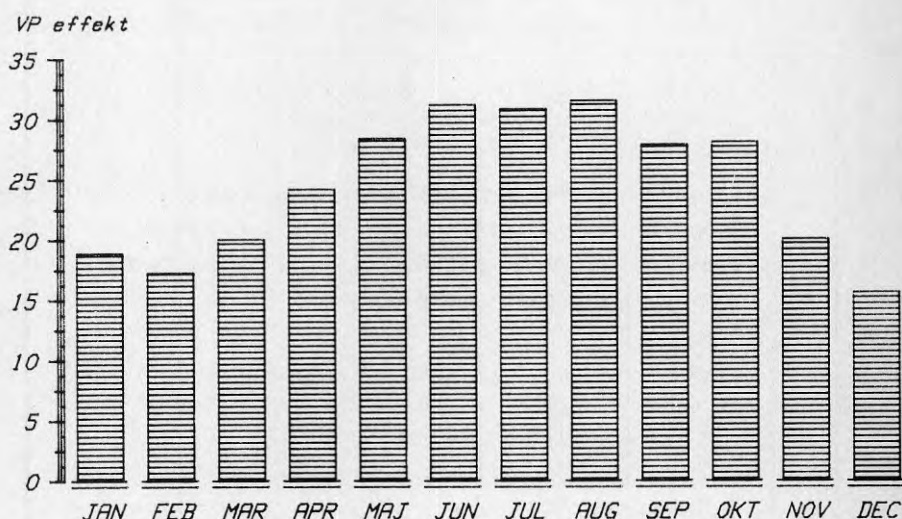
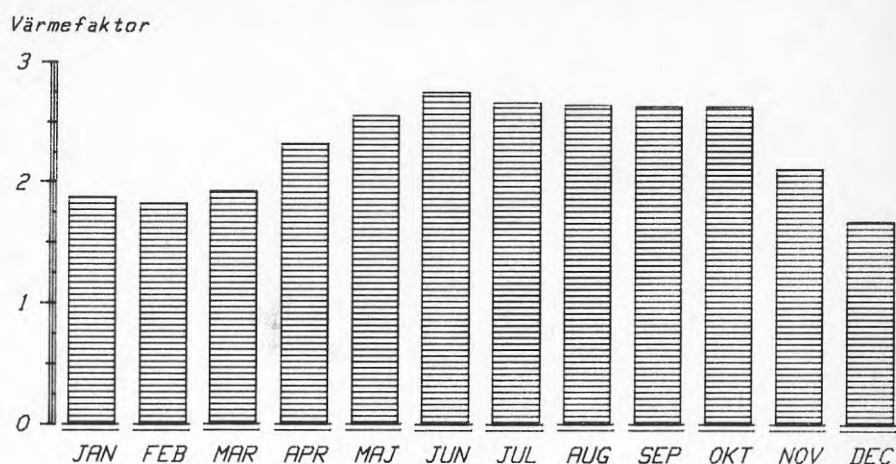


Fig 3.5 Värmepumparnas medeleffekt över året.

I figur 3.6 är anläggningsvärmefaktorn åskådligjord månad för månad. Den är framtagen som kvoten mellan värmepumparnas kondensorenergi och total elförbrukning, i vilken ingår både kompressorel och el till hjälpmaskineri som pumpar och reglerutrustning.



**Fig 3.6** Anläggningens värmefaktor under mätåret.

Värmefaktorn varierar månadsvis mellan 1,68 och 2,75 och når ett årligt medelvärde av 2,18. Man kan inte skönja någon väsentlig topp under sommaren då kondensoreffekten är hög vilket till stor del beror på det högre antalet starter och tomgångsförluster.



## 4 EKONOMI

Värmepumpanläggningen i den aktuella byggnaden uppfördes med hjälp av experimentbyggnadslån från Statens Råd för Byggnadsforskning(BFR).

Lånebeloppet uppgick till 356 KSEK (435 KSEK i1985 års penningvärde). Anläggningen byggdes under hösten 1982 och togs i drift i december samma år. Göteborgs Stads Bostads AB var beställare av anläggningen. Allt arbete i samband med installationen av värmepumparna utfördes av personal tillhörande beställaren, varför uppgifter om olika delkostnader i samband med installationen inte finns dokumenterade.

Däremot har totala kostnader erhållits från projektören Thomas Hallen Energiprojekt AB.

Totala kostnaden för anläggningen fördelar sig då på följande sätt:

|                       | Penningvärde (KSEK) |      |
|-----------------------|---------------------|------|
|                       | 1982                | 1985 |
| -Material+arbete      | 250                 | 306  |
| -Flytt av konvektorer | 50                  | 62   |
| -Mätutrustning        | 56                  | 68   |
| Σ                     | 356                 | 436  |

**Samtliga kostnader nedan ges i 1985 års penningvärde.** Byggnaden har under mätåret förbrukat 229 MWh värme, varav värmepumparna levererat 129 MWh (56%). Värmepumparnas elförbrukning var under samma tidsperiod 59 MWh, i vilket allt hjälpmaskineri är inkluderat.

Kostnaden för el (inklusive effektaavgift) var ca 0.30 SEK/kWh. Detta ger en total elkostnad för värmepumpdriften av 17700 SEK.

Från de oljeeldade pannorna levererades 100 MWh värme. En pannverkningsgrad på ca 85 % och ett värmeinnehåll hos oljan (Eo1) på 10 MWh/m<sup>3</sup>, ger en oljeförbrukning 1984 på ca 11.8 m<sup>3</sup>. Oljebesparingen blir då ca 15.1 m<sup>3</sup>.

Kostnaden för 11.8 m<sup>3</sup> olja var 28000 SEK (2375 SEK/m<sup>3</sup>), varigenom besparingen pga minskad oljeförbrukning uppgick till 35900 SEK.

En rak pay-off i 1985 års penningvärde ger att anläggningen betalar sig på 12.2 år. I detta värde ingår kostnaden för flyttningen av vindkonvektorerna. Om kostnaden för flyttning av konvektorerna samt för mätutrustningen

räknas bort, fås pay-off tiden 8.5 år.

Om anläggningen fungerat idealt (enligt teoretiska värden beräknade i kapitel 2.1), skulle värmepumparna ha levererat 151 MWh värme och förbrukat 67 MWh el. Med dessa värden skulle oljebesparingen ha blivit ca 17.8 m<sup>3</sup> och därigenom oljeförbrukningen 9.1 m<sup>3</sup>.

Den ekonomiska besparingen skulle därmed ha blivit 42000 SEK. Motsvarande pay-off tid är 10.3 år, eller 7.3 år om kostnaden för flyttning av konvektorerna samt för mätutrustningen exkluderas.

## REFERENSER

- (1) Bernt Bäckström m fl, 1981, Värmepump med energistapel, förprojektering av befintligt mindre flerbostadshus i Göteborg, Statens Råd för Byggnadsforskning, R140:1981, Stockholm
- (2) Per-Erik Nilsson, 1985, Vindkonvektorer, värmeteknisk och ekonomisk studie, Avd för Installationsteknik, CTH, Rapport 1985:2, Göteborg
- (3) Stefan Aronsson, 1987, Energiekonomi; metodik för värdering av värmepumpsystem, solvärmesystem och värmelager, Avd för Installationsteknik, CTH, Dokument D3:1987, Göteborg

100

100

100





Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 821258-3 från Statens råd för byggnadsforskning till Avdelningen för Installationsteknik, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg.

Art.nr: 6801026

Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang

Distribution:  
Svensk Byggtjänst  
171 88 Solna

R26: 1990

ISBN 91-540-5182-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Cirka pris: 37 kr exkl moms